

# **TORQUE TRANSMISSION FORCE CONTROLLER OF GEAR RATIO INFINITE CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION**

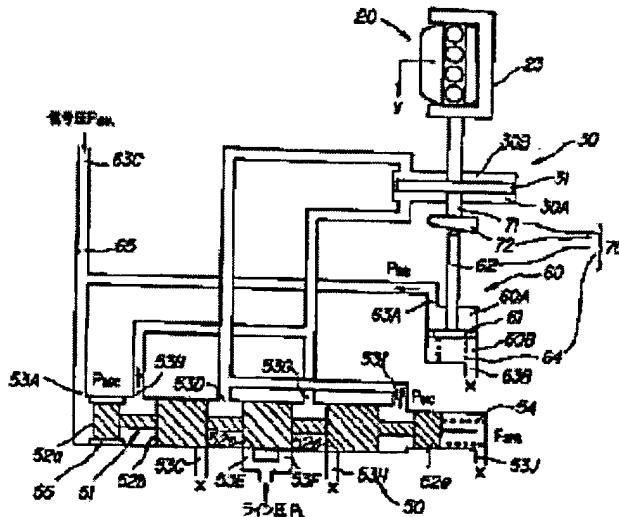
**Patent number:** JP10103461  
**Publication date:** 1998-04-21  
**Inventor:** YAMADA KAZUHIRO; OSHITARI SHUNICHI  
**Applicant:** NISSAN MOTOR CO LTD  
**Classification:**  
- **international:** F16H61/00; F16H15/38; F16H37/02  
- **european:**  
**Application number:** JP19960253229 19960925  
**Priority number(s):**

**Also published as:**

### Abstract of JP10103461

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To converge displacement of a power roller due to increase or decrease of signal pressure to a balance location.

**SOLUTION:** This controller is provided with a correction signal pressure cylinder 60 provided with two oil chambers sectioned by a piston 61 and a displacement transmission means 70 transmitting displacement of a power roller 20 to the piston 61 of the correction signal pressure cylinder 60. A control valve 50 is communicated with a signal pressure port via a throttle 65 and is provided with a correction signal pressure port 53A to lead correction signal pressure PSD to the end face 52a of a spool so as to axially energize a spool 51. For displacement of the power roller 20 when signal pressure PSOL is increased or decreased, an oil chamber 60A where volume is increased or decreased according to displacement of the piston 61 of the correction signal pressure cylinder 60 and the correction signal pressure 53A are made to be communicated.



Data supplied from the ***esp@cenet*** database - Worldwide

BEST AVAILABLE COPY

(19)日本国特許庁 (JP)

## (12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平10-103461

(43)公開日 平成10年(1998)4月21日

(51) Int.Cl.<sup>6</sup>  
 F 16 H 61/00  
 15/38  
 37/02  
 // F 16 H 63:12

識別記号

F I  
 F 16 H 61/00  
 15/38  
 37/02

A

審査請求 未請求 請求項の数3 OL (全12頁)

(21)出願番号 特願平8-253229

(22)出願日 平成8年(1996)9月25日

(71)出願人 000003997

日産自動車株式会社

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地

(72)発明者 山田 一浩

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産  
自動車株式会社内

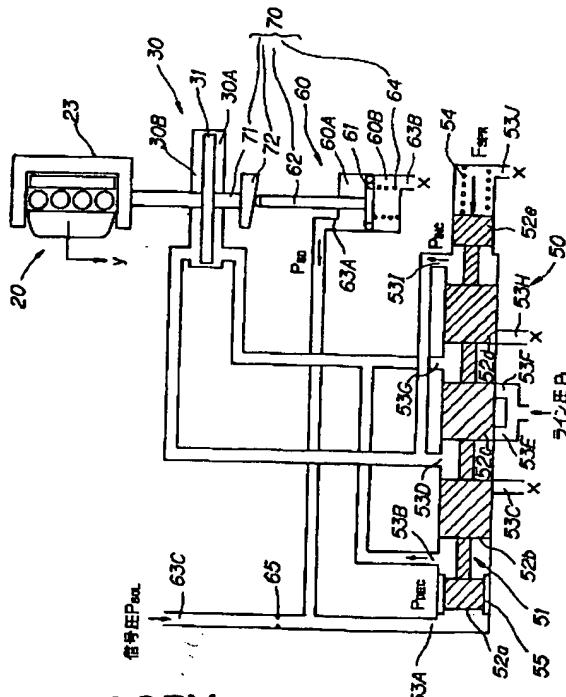
(72)発明者 忍足 俊一

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産  
自動車株式会社内

(74)代理人 弁理士 後藤 政喜 (外1名)

(54)【発明の名称】 変速比無限大無段変速機のトルク伝達力制御装置

(57)【要約】

【課題】 信号圧の増大又は減少によるパワーローラの  
変位を釣り合い位置へ収束させる。【解決手段】 ピストン61に画成された2つの油室を  
備えた補正信号圧シリンダ60と、パワーローラ20の  
変位を補正信号圧シリンダ60のピストン61に伝達する  
変位伝達手段70とを備え、コントロールバルブ50  
は絞り65を介して信号圧ポートと連通するとともに、  
スプール51を軸方向へ付勢するようにスプールの端面  
52aへ補正信号圧P<sub>SD</sub>を導く補正信号圧ポート53A  
を設け、信号圧P<sub>SOL</sub>が増大又は減少した場合のパワ  
ーローラ20の変位に対して、補正信号圧シリンダ60の  
ピストン61の変位に応じて体積が増大又は減少する油  
室60Aと補正信号圧ポート53Aとを連通する。

### 【特許請求の範囲】

【請求項 1】 ユニット入力軸にそれぞれ接続された無段変速機及び一定変速機と、無段変速機の出力軸に連結したサンギヤ、一定変速機の出力軸に連結したキャリア及びユニット出力軸に連結したリングギヤとからなる遊星歯車機構と、前記ユニット入力軸からキャリアへの伝達経路の途中に介装された動力循環モードクラッチと、前記無段変速機の出力軸からユニット出力軸の伝達経路の途中に介装された直結モードクラッチとを備えて、前記無段変速機は、トロイド状の溝を備えた入力ディスク及び出力ディスクの内周に挟持されて、これらディスクとの接触状態を可変に設定可能なパワーローラと、前記パワーローラに作用するトルク伝達力を第1油室の油圧と第2油室の油圧の差圧に応じて受けるピストンを収装した油圧シリンダと、軸方向へ変位可能なスプールを収装するとともに、前記第1及び第2油室の油圧を制御するコントロールバルブとを備え、このコントロールバルブは、スプールを軸方向へ付勢するようにスプールの端面にソレノイド弁から信号圧 $P_{SOL}$ を導く信号圧ポートを設け、前記スプールの所定方向の変位に応じて、前記第1油室と元圧油路を連通し、かつ、第2油室とドレンタンクとを連通する一方、前記所定方向と逆方向へのスプールの変位に応じて、前記第2油室と元圧油路を連通し、かつ、第1油室とドレンタンクとを連通した变速比無限大無段変速機のトルク伝達力制御装置において、ピストンに画成された2つの油室を備えた補正信号圧シリンダと、前記パワーローラの変位をこの補正信号圧シリンダのピストンに伝達する変位伝達手段とを備え、前記コントロールバルブは、絞りを介して前記信号圧ポートと連通するとともに、スプールを軸方向へ付勢するようにスプールの端面に補正信号圧を導く補正信号圧ポートを設け、前記信号圧が増大又は減少した場合のパワーローラの変位に対して、前記補正信号圧シリンダのピストンの変位に応じて体積増大又は体積減少する前記2つの油室のうちの一方と、前記補正信号圧ポートとを連通することを特徴とする变速比無限大無段変速機のトルク伝達力制御装置。

【請求項 2】 前記変位伝達手段は、リンク機構を含むことを特徴とする請求項 1 に記載の变速比無限大無段変速機のトルク伝達力制御装置。

【請求項 3】 ユニット入力軸にそれぞれ接続された無段変速機及び一定変速機と、無段変速機の出力軸に連結したサンギヤ、一定変速機の出力軸に連結したキャリア及びユニット出力軸に連結したリングギヤとからなる遊星歯車機構と、前記ユニット入力軸からキャリアへの伝達経路の途中に介装された動力循環モードクラッチと、前記無段変速機の出力軸からユニット出力軸の伝達経路の途中に介装された直結モードクラッチとを備えて、前記無段変速機は、トロイド状の溝を備えた入力ディスク及び出力ディスクの内周に挟持されて、これらディスクとの接触状態を可変に設定可能なパワーローラと、前記

パワーローラに作用するトルク伝達力を第1油室の油圧と第2油室の油圧の差圧に応じて受けるピストンを収装した油圧シリンダと、軸方向へ変位可能なスプールを収装するとともに、前記第1及び第2油室の油圧を制御するコントロールバルブとを備え、このコントロールバルブは、スプールを軸方向へ付勢するようにスプールの端面にソレノイド弁から信号圧 $P_{SOL}$ を導く信号圧ポートを設け、前記スプールの所定方向の変位に応じて、前記第1油室と元圧油路を連通し、かつ、第2油室とドレンタンクとを連通する一方、前記所定方向と逆方向へのスプールの変位に応じて、前記第2油室と元圧油路を連通し、かつ、第1油室とドレンタンクとを連通する变速比無限大無段変速機のトルク伝達力制御装置において、パワーローラの変位を検出するパワーローラ変位検出手段と、前記ソレノイド弁を駆動するソレノイド弁駆動手段とを備え、このソレノイド弁駆動手段は、前記信号圧が増大又は減少した場合のパワーローラの変位に対して、信号圧をそれぞれ減少又は増大させるようソレノイド弁を駆動することを特徴とする变速比無限大無段変速機のトルク伝達力制御装置。

### 【発明の詳細な説明】

#### 【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明は、車両などに採用される無段変速機、特に变速比無限大無段変速機のトルク伝達力制御装置の改良に関するものである。

#### 【0002】

【従来の技術】 従来から車両の変速機として、ベルト式やトロイダル型の無段変速機が知られており、このような無段変速機の变速領域をさらに拡大するために、無段変速機に遊星歯車機構を組み合わせて变速比を無限大まで制御可能とする变速比無限大無段変速機が知られており、例えば、本願出願人が提案した特願平7-198756号などがある。

【0003】 これは、図7に示すように、エンジンに結合される变速比無限大無段変速機のユニット入力軸1に变速比を連続的に変更可能な無段変速機2と、一定の变速比を備えた減速機3'（ギヤ3'a、3'd、3'bから構成される）を並列的に連結するとともに、これらの出力軸4、3'cを遊星歯車機構で結合したもので、無段変速機2の出力軸4は遊星歯車機構5のサンギア5aに、減速機3'の出力軸3'cはローレジュームクラッチ9（以下、動力循環モードクラッチ9という）を介して遊星歯車機構5のキャリア5bに連結される。

【0004】 サンギア5aと連結した無段変速機出力軸4はダイレクトクラッチ10（以下、直結モードクラッチ10という）を介して变速比無限大無段変速機の出力軸であるユニット出力軸6に結合される一方、遊星歯車機構5のリングギア5cもユニット出力軸6に結合される。

【0005】 このような变速比無限大無段変速機では、

動力循環モードクラッチ9を接続する一方、直結モードクラッチ10を遮断することにより、無段変速機2と減速機3'の変速比の差に応じて、総減速比を負の値から正の値まで無限大を含んでほぼ連続的に制御を行うローレジューム状態（以下、動力循環モードという）と、動力循環モードクラッチ9を遮断する一方、直結モードクラッチ10を接続して無段変速機2の変速比と無段変速機出力ギヤ列2a、4aの変速比の積に応じた変速比となる直結状態（以下、直結モードという）を選択的に使用することができる。

【0006】無段変速機2は、図7に示すように、2組の入力ディスク21、出力ディスク22で、パワーローラ20をそれぞれ押圧するトロイダル型で構成され、無段変速機2のパワーローラ20は、図8に示すように、下端を油圧シリンダ30に支持されるとともに、軸回りに回動可能なトラニオン軸23に軸支される。

【0007】油圧シリンダ30はピストン31によって上下の油室30A、30Bに画成され、第2油室としての油室30Aの油圧を増大することでパワーローラ20のトルク伝達力が減少する一方、第1油室としての油室30Bの油圧を増大させることで、パワーローラ20のトルク伝達力が増大し、油室30A、30Bの差圧を調整することで、トルク伝達力は連続的に制御される。

【0008】油圧シリンダ30は、軸方向へ摺動自由なスプール41を備えたコントロールバルブ40からの油圧に応じて駆動される。

【0009】このコントロールバルブ40について詳述すると、スプール41の両端部42a、42eとの間に3つのランド42b、42c、42dが所定の間隔で形成されており、図中右端の端部42eとコントロールバルブ40の内周（以下、単に内周とする。）との間にスプール41を図中左側へ向けて付勢するスプリング44が介装される一方、図中左端の端部42aの端面に向けた内周には図示しないソレノイド弁からの信号圧P<sub>SOL</sub>を供給する信号圧ポート43Aが開口し、スプール41は信号圧P<sub>SOL</sub>に応じてスプリング44と対抗する図中右側へ付勢される。

【0010】左側の端部42aとランド42b及びランド42cとランド42dとの間に対向する内周には油圧シリンダ30の下方の油室30Aと連通するポート43B、43Gが形成され、右側の端部42eとランド42d及びランド42bとランド42cとの間に対向する内周には油圧シリンダ30の上方の油室30Bと連通するポート43D、43Iがそれぞれ形成される。

【0011】ランド42cと対向する内周には、図示しない油圧供給源からの元圧油路と連通するライン圧ポート43E、43Fが開口し、ランド42cの変位に応じてポート43D又は43Gのうちの一方へライン圧P<sub>L</sub>を供給する。

【0012】一方、ランド42b、42dと対向する内

周には図示しないドレンタンクと連通するドレンポート43C、43Hが開口して、ランド42b、42dの変位に応じてポート43Dまたは43Gのうちの一方をドレンタンクに接続する。これらのランド及びポートは、油圧シリンダ30のトルク伝達力の減少側の油室30Aと増大側の油室30Bの差圧調整手段を構成する。

【0013】なお端部42eに面した内周にはドレンポート43Jが開口して作動油が排出される。

【0014】さらに、スプール41の端部42a、42eの外径は等しく設定され、各ランド42b～42dの外径もそれぞれ等しく設定されて、ランドの外径は端部の外径よりも大きく設定される。

【0015】信号圧P<sub>SOL</sub>を増大させると、スプール41は図中右側へ変位するため、ポート43Eと43Dが連通して油圧シリンダ30の油室30Bへライン圧P<sub>L</sub>が供給され、油室30Bに加わる油圧P<sub>INC</sub>が増大する一方、ランド42dの変位に応じてドレンポート43Hとポート43Gが連通するため、油圧シリンダ30の油室30Aはタンクと連通し、油室30Aの油圧P<sub>DEC</sub>は減少し、差圧P<sub>INC</sub>−P<sub>DEC</sub>と釣り合うパワーローラ20のトルク伝達力は増大する。

【0016】逆に、信号圧P<sub>SOL</sub>を減少させると、スプール41は図中左側へ変位するため、ポート43Gと43Fが連通して油圧シリンダ30の油室30Aへライン圧P<sub>L</sub>が供給され、油室30Aに加わる油圧P<sub>DEC</sub>が増大する一方、ランド42bの変位に応じてドレンポート43Cとポート43Dが連通するため、油圧シリンダ30の油室30Bがタンクと連通し、油室30Bの油圧P<sub>INC</sub>は減少し、差圧P<sub>INC</sub>−P<sub>DEC</sub>と釣り合うパワーローラ20のトルク伝達力は減少する。

【0017】したがって、信号圧P<sub>SOL</sub>の増減に応じて油室30A、30Bの油圧P<sub>DEC</sub>、P<sub>INC</sub>の差圧を調整すれば、パワーローラ20のトルク伝達力を制御することができる。

【0018】ここで、油室30A、30Bの油圧P<sub>DEC</sub>、P<sub>INC</sub>の差圧がパワーローラ20のトルク伝達力と釣り合っている状態から信号圧P<sub>SOL</sub>を変化させると、パワーローラ20は釣り合い位置から図8に示す上方向または下方向へ変位する。

【0019】その結果、パワーローラ20はトラニオン軸23まわりに傾転し、油圧P<sub>DEC</sub>、P<sub>INC</sub>の差圧がパワーローラ20のトルク伝達力と釣り合う位置まで変速する。

## 【0020】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、上記従来の変速比無限大無段変速機のトルク伝達力制御装置にあっては、パワーローラ20の変位が信号圧P<sub>SOL</sub>にフィードバックされず、油室30A、30Bの油圧P<sub>DEC</sub>、P<sub>INC</sub>の差圧がパワーローラ20の変位と無関係に決められる構成となっていたため、油圧P<sub>DEC</sub>、P<sub>INC</sub>

の差圧がパワーローラ20のトルク伝達力と釣り合っている状態から信号圧 $P_{SOL}$ を増大又は減少させると、変化した差圧と釣り合うトルク伝達力が瞬時に作用できなくなため、パワーローラ20の力の釣り合いがとれず、パワーローラ20が変位した状態のまま、釣り合い位置へ収束できずに無段変速機の変速比が最Hiまたは最Loまで変化してしまい、変速比無限大無段変速機の制御が円滑に行われず、車両などの運転性が損なわれるという問題があった。

**【0021】**そこで本発明は、上記問題点に鑑みてなされたもので、信号圧の増大又は減少によるパワーローラの変位を釣り合い位置へ収束させて、変速比無限大無段変速機の制御性を向上させて、車両などの運転性を向上させることを目的とする。

#### 【0022】

**【課題を解決するための手段】**第1の発明は、ユニット入力軸にそれぞれ接続された無段変速機及び一定変速機と、無段変速機の出力軸に連結したサンギヤ、一定変速機の出力軸に連結したキャリア及びユニット出力軸に連結したリングギヤとからなる遊星歯車機構と、前記ユニット入力軸からキャリアへの伝達経路の途中に介装された動力循環モードクラッチと、前記無段変速機の出力軸からユニット出力軸の伝達経路の途中に介装された直結モードクラッチとを備えて、前記無段変速機は、トロイド状の溝を備えた入力ディスク及び出力ディスクの内周に挟持されて、これらディスクとの接触状態を可変に設定可能なパワーローラと、前記パワーローラに作用するトルク伝達力を第1油室の油圧と第2油室の油圧の差圧に応じて受けるピストンを収装した油圧シリンダと、軸方向へ変位可能なスプールを収装するとともに、前記第1及び第2油室の油圧を制御するコントロールバルブとを備え、このコントロールバルブは、スプールを軸方向へ付勢するようにスプールの端面にソレノイド弁から信号圧 $P_{SOL}$ を導く信号圧ポートを設け、前記スプールの所定方向の変位に応じて、前記第1油室と元圧油路を連通し、かつ、第2油室とドレンタンクとを連通する一方、前記所定方向と逆方向へのスプールの変位に応じて、前記第2油室と元圧油路を連通し、かつ、第1油室とドレンタンクとを連通する変速比無限大無段変速機のトルク伝達力制御装置において、パワーローラの変位を検出するパワーローラ変位検出手段と、前記ソレノイド弁を駆動するソレノイド弁駆動手段とを備え、このソレノイド弁駆動手段は、前記信号圧が増大又は減少した場合のパワーローラの変位に対して、信号圧をそれぞれ減少又は増大させるようソレノイド弁を駆動する。

**【0023】**また第2の発明は、前記第1の発明において、前記変位伝達手段は、リンク機構を含む。

**【0024】**また第3の発明は、ユニット入力軸にそれぞれ接続された無段変速機及び一定変速機と、無段変速機の出力軸に連結したサンギヤ、一定変速機の出力軸に連結したキャリア及びユニット出力軸に連結したリングギヤとからなる遊星歯車機構と、前記ユニット入力軸からキャリアへの伝達経路の途中に介装された動力循環モードクラッチと、前記無段変速機の出力軸からユニット出力軸の伝達経路の途中に介装された直結モードクラッチとを備えて、前記無段変速機は、トロイド状の溝を備えた入力ディスク及び出力ディスクの内周に挟持されて、これらディスクとの接触状態を可変に設定可能なパワーローラと、前記パワーローラに作用するトルク伝達力を第1油室の油圧と第2油室の油圧の差圧に応じて受けるピストンを収装した油圧シリンダと、軸方向へ変位可能なスプールを収装するとともに、前記第1及び第2油室の油圧を制御するコントロールバルブとを備え、このコントロールバルブは、スプールを軸方向へ付勢するようにスプールの端面にソレノイド弁から信号圧 $P_{SOL}$ を導く信号圧ポートを設け、前記スプールの所定方向の変位に応じて、前記第1油室と元圧油路を連通し、かつ、第2油室とドレンタンクとを連通する一方、前記所定方向と逆方向へのスプールの変位に応じて、前記第2油室と元圧油路を連通し、かつ、第1油室とドレンタンクとを連通する変速比無限大無段変速機のトルク伝達力制御装置において、パワーローラの変位を検出するパワーローラ変位検出手段と、前記ソレノイド弁を駆動するソレノイド弁駆動手段とを備え、このソレノイド弁駆動手段は、前記信号圧が増大又は減少した場合のパワーローラの変位に対して、信号圧をそれぞれ減少又は増大させるようソレノイド弁を駆動する。

#### 【0025】

**【発明の効果】**したがって、第1の発明は、コントロールバルブに、絞りを介して信号圧ポート連通するとともに、スプールを軸方向へ付勢する補正信号圧を導く補正信号圧ポートを設け、パワーローラの変位を変位伝達手段を介して補正信号圧シリンダを2つの油室に画成する補正信号圧シリンダのピストンへ伝達し、信号圧 $P_{SOL}$ が増大又は減少した場合のパワーローラの変位に対して、補正信号圧シリンダのピストンの変位により体積が増大又は減少する油室の内の方と補正信号圧ポートとを連通するようにしたため、信号圧 $P_{SOL}$ の増大又は減少によるパワーローラの変位を釣り合い位置へ収束させることができ、変速比無限大無段変速機のトルク制御性を向上させて、車両などの運転性を向上させることが可能となる。

**【0026】**また、第2の発明は、変位伝達手段はリンク機構を含んで構成されるため、リンク機構の形状又はレバー比を変更することで変速比無限大無段変速機のト

ルク伝達力制御装置の設計の自由度を向上させることができる。

**【0027】**また、第3の発明は、パワーローラ変位検出手段と、ソレノイド弁駆動手段とを備え、ソレノイド弁駆動手段は、前記信号圧が増大又は減少した場合のパワーローラの変位に対して、信号圧をそれぞれ減少又は増大させるようソレノイド弁を駆動するため、信号圧 $P_{SOL}$ の増大又は減少によるパワーローラの変位を釣り合い位置へ収束させることができ、変速比無限大無段変速機のトルク制御性を向上させて、車両などの運転性向上させることが可能となる。

#### 【0028】

**【実施の形態】**以下、本発明の一実施形態を添付図面に基づいて説明する。

**【0029】**図1は、トロイダル型無段変速機を用いて変速比無限大無段変速機を構成した一例を示しており、この変速比無限大無段変速機は、前記従来例とは異なり、前記図7の減速機3'を構成するカウンタギヤ3'dを廃止して、入力ギヤ3aとギヤ3bとから一定変速機3を構成し、また、カウンタギヤ40aを無段変速機2の出力ギヤ2aとギヤ4aとの間に歯合させ、無段変速機出力ギヤ列40(2a、40a、4a)を構成し、さらに、前記従来例のカウンタギヤ13'を廃止したものである。なお、その他は前記従来例と同様に構成されており、同一のものに同一の符号を付して重複説明を省略する。

**【0030】**無段変速機2は、図1に示すように、トロイダル型で構成され、パワーローラ20は、図2に示すように、下端を油圧シリンダ30に支持されて軸まわりに回転可能なトラニオン軸23に軸支される。

**【0031】**この油圧シリンダ30は、ピストン31によって上下の油室30A、30Bが画成され、ピストン31の図中下方には、軸71を介してカム72が固設される。

**【0032】**さらに、このカム72の図中下方には補正信号圧シリンダ60が配設され、この補正信号圧シリンダ60にはカム72と接するロッド62が伸縮自在に突設され、このロッド62の下端にはピストン61が固設されており、補正信号圧シリンダ60の内部はピストン61によって2つの油室60A、60Bに画成される。

**【0033】**そして、油室60Bにはロッド62の端部をカム72へ向けて付勢するスプリング64が収装され、さらに、油室60Bにはドレンポート63Bが開口し、油室60B内の作動油が排出される。

**【0034】**また、油室60Aにはポート63Aが開口し、補正信号圧 $P_{SP}$ がコントロールバルブ50に形成された補正信号圧ポート53Aへ導かれる一方、ポート63Aは絞り65を介して図示しないソレノイド弁からの信号圧 $P_{SOL}$ を導く信号圧ポート63Cと連通する。

**【0035】**なお、上記軸71、カム72、ロッド62、スプリング64より、変位伝達手段70が構成される。

**【0036】**上記油圧シリンダ30の油室30A、30Bの油圧は、軸方向へ摺動自在なスプールを備えたコントロールバルブ50によって調整される。

**【0037】**コントロールバルブ50は、図2に示すように、スプール51の両端部52aと52eの間に、3つのランド52b、52c、52dが所定の間隔で形成され、この端部52eの図中右側の端面とこのコントロールバルブ50の内端部との間には、スプール51を図中左側へ向けて付勢するスプリング54が介装される。

**【0038】**一方、スプール51の端部52aの図中左側の端面に面したコントロールバルブ50の内周には、補正信号圧シリンダ60からの補正信号圧 $P_{SP}$ を導く補正信号圧ポート53Aが開口し、スプール51は上記スプリング54の付勢力 $F_{SPR}$ に抗して補正信号圧 $P_{SP}$ に応じて変位する。

**【0039】**さらに、左側の端部52aとランド52b及びランド52cとランド52dとの間に対向する内周には油圧シリンダ30の下方の油室30Aと連通するポート53B、53Gが形成され、右側の端部52eとランド52d及びランド52bとランド52cとの間に対向する内周には油圧シリンダ30の上方の油室30Bと連通するポート53D、53Iがそれぞれ形成される。

**【0040】**ランド52cと対向する内周には、図示しない油圧供給源からの元圧油路と連通するライン圧ポート53E、53Fが開口し、ランド52cの変位に応じてポート53D又は53Gのうちの一方へライン圧 $P_L$ を供給する。

**【0041】**一方、ランド52b、52dと対向する内周には図示しないドレンタンクと連通するドレンポート53C、53Hが開口して、ランド52b、52dの変位に応じてポート53Dまたは53Gのうちの一方をドレンタンクに接続する。これらのランド及びポートは、油圧シリンダ30のトルク伝達力の減少側の油室30Aと増大側の油室30Bの差圧調整手段を構成する。

**【0042】**なお端部52eに面した内周にはドレンポート53Jが開口して作動油が排出される。

**【0043】**さらに、スプール51の端部52a、52eの外径は等しく設定され、各ランド52b～52dの外径もそれぞれ等しく設定されて、ランドの外径は端部の外径よりも大きく設定され、端部52aと対向する内周にはカラー55が介装される。

**【0044】**以上のように構成されて、次に作用を説明する。

**【0045】**図1のユニット出力軸6は、同一の一定変速機変速比及び無段変速機変速比においては、前記従来例のユニット出力軸とは反対方向に回転するが、上記の

ようにカウンタギヤ13'が廃止されたため、ファイナルギヤ12の回転方向は同一となり、変速比無限大変速機として前記從来例と同様の変速及びモード選択機能を備える。

【0046】ここで、油圧シリンダ30の油室30A、30Bの油圧 $P_{DEC}$ 、 $P_{INC}$ の差圧 $P_{INC}-P_{DEC}$ が、パワーローラ20のトルク伝達力と釣り合っている状態から、信号圧 $P_{SOL}$ を所定の目標値へ向けて増大させると、絞り65を介して信号圧 $P_{SOL}$ と連通する補正信号圧 $P_{SD}$ も増大し、スプール51はスプリング54に抗して図2の右側へ変位する。

【0047】このため、ポート53Eと53Dが連通して、油室30Bへライン圧 $P_L$ が供給され、油圧 $P_{INC}$ が増大する一方、ランド52dの変位に応じてドレンポート53Hとポート53Gが連通して、油室30Aはタンクに連通され、油圧 $P_{DEC}$ は減少する。

【0048】この結果、差圧 $P_{INC}-P_{DEC}$ は増大してパワーローラ20は図中下方へ変位する(変位 $y > 0$ )。

【0049】すると変位伝達手段70の軸71、カム72、ロッド62が下方へ変位して、ピストン61も下方へ変位するため、補正信号圧シリンダ60の油室60Aの体積は増大する。

【0050】油室60Aの体積の増大に伴って、油室60Aとポート63A及び補正信号圧ポート53Aを連通した油室及びポート内の体積が増大するため、この油室及びポート内の作動油が膨張して補正信号圧 $P_{SD}$ は減少し、スプール51が今度は図中左側へ変位する。このスプール51の左側への変位により、差圧 $P_{INC}-P_{DEC}$ は減少し、パワーローラ20は図中上方へ戻される。

【0051】逆に、油圧シリンダ30の油室30A、30Bの油圧 $P_{DEC}$ 、 $P_{INC}$ の差圧 $P_{INC}-P_{DEC}$ が、パワーローラ20のトルク伝達力と釣り合っている状態から、信号圧 $P_{SOL}$ を所定の目標値へ向けて減少させると、絞り65を介して信号圧 $P_{SOL}$ と連通する補正信号圧 $P_{SD}$ も減少し、スプール51はスプリング54に付勢されて図2の左側へ変位する。

【0052】このため、ポート53Gと53Fが連通して、油室30Aへライン圧 $P_L$ が供給され、油圧 $P_{DEC}$ が増大する一方、ランド52bの変位に応じてドレンポート53Cとポート53Dが連通して、油室30Bはタンクに連通され、油圧 $P_{INC}$ は減少する。

【0053】この結果、差圧 $P_{INC}-P_{DEC}$ は減少し、パワーローラ20は図中上方へ変位する(変位 $y < 0$ )。

【0054】すると変位伝達手段70の軸71、カム72、ロッド62が上方へ変位して、ピストン61も上方へ変位するため、補正信号圧シリンダ60の油室60Aの体積は減少する。

【0055】油室60Aの体積の減少に伴って、油室60Aとポート63A及び補正信号圧ポート53Aを連通した油室及びポート内の体積が減少するため、この油室

及びポート内の作動油が圧縮されて補正信号圧 $P_{SD}$ は増大し、スプール51が今度は図中右側へ変位する。このスプール51の右側への変位により、差圧 $P_{INC}-P_{DEC}$ は増大し、パワーローラ20は図中下方へ戻される。

【0056】したがって、信号圧 $P_{SOL}$ の増大又は減少によるパワーローラ20の釣り合い位置からの変位に対して、この変位を戻す方向に補正信号圧 $P_{SD}$ が変化するため、パワーローラ20の位置を釣り合い位置へ収束させることができるるのである。

【0057】このように、コントロールバルブ50に、絞り65を介して信号圧 $P_{SOL}$ が供給される信号圧ポート63Cと連通し、スプール51を軸方向へ付勢する補正信号圧 $P_{SD}$ を導く補正信号圧ポート53Aを設け、パワーローラ20の変位を変位伝達手段70により、補正信号圧シリンダ60を2つの油室に画成する補正信号圧シリンダ60のピストン61の変位に伝達し、信号圧 $P_{SOL}$ が増大または減少した場合のパワーローラ20の変位に対して、上記ピストン61の変位に応じて体積が増大あるいは減少する一方の油室60Aと、補正信号圧ポート53Aとを連通させ、信号圧 $P_{SOL}$ の増大又は減少によるパワーローラ20の変位を釣り合い位置へ収束させることができ可能となって、変速比無限大無段変速機のトルク制御性を向上させることができ、車両などの運転性を向上させることができる。

【0058】図3は第2の実施形態を示し、前記第1実施形態の補正信号圧シリンダ60をリンク機構180を介して駆動するようにしたもので、その他の構成は前記第1実施形態と同様であり、同一のものに同一の図番を付して重複説明を省略する。

【0059】トランニオン軸23を駆動する油圧シリンダの図中下方には、軸171を介してカム172が固定され、カム172の図中下方には2つの先端部180A、180Bを備えて支点181まわりに回動可能なリンク機構180が配設される。

【0060】リンク機構180の先端部180Aはカム172と摺接し、他方の先端部180Bは、補正信号圧シリンダ160のリンク端接触部166と当接し、このリンク端接触部166はロッド162を介してピストン161と結合される。

【0061】補正信号圧シリンダ160は、ピストン161を介して2つの油室160A、160Bに画成されており、油室160Bにはリンク端接触部166とリンク機構180の先端部180B及び先端部180Aとカム172が常時当接するように、ピストン161を図中右側へ向けて付勢するスプリング164が介装される。

【0062】ここで、上記軸171、カム172、リンク端接触部166、ロッド162、スプリング164及びリンク機構180により変位伝達手段170が構成される。

【0063】以上のように構成されて、次に作用を説明

する。

【0064】信号圧 $P_{SOL}$ の増大によりパワーローラ20が図中下方へ変位すると、リンク機構180を含む変位伝達手段170によりピストン161が図中左方向へ変位し、補正信号圧シリングダ160の油室160Aの体積が増大する一方、信号圧 $P_{SOL}$ の減少によりパワーローラ20が図中上方へ変位すると、リンク機構180を含む変位伝達手段170によりピストン161が図中右方向へ変位し、補正信号圧シリングダ160の油室160Aの体積は減少する。

【0065】したがって、上記第1実施形態と同様に信号圧 $P_{SOL}$ の増減によるパワーローラ20の釣り合い位置からの変位に対して、この変位を戻す方向に補正信号圧 $P_{SD}$ が変化し、パワーローラ20の変位を釣り合い位置へ収束させることができるのである。

【0066】さらに、補正信号圧シリングダ160とカム172の間にリンク機構180を介装したため、このリンクの形状を変更することにより、補正信号圧シリングダ160のピストン161の変位方向をトラニオン軸23の変位方向に対して任意の方向に設定することができ、また、リンクのレバー比（図中1:k）を変更することによりパワーローラ20の変位とピストン161の変位の関係を自由に設定でき、変速比無限大無段変速機のトルク伝達力制御装置の設計の自由度を向上させることができるのである。

【0067】こうして、コントロールバルブ50に、絞り65を介して信号圧 $P_{SOL}$ が供給される信号圧ポート63Cと連通し、スプール51を軸方向へ付勢する補正信号圧 $P_{SD}$ を導く補正信号圧ポート53Aを設け、パワーローラ20の変位をリンク機構180を含む変位伝達手段170により、補正信号圧シリングダ160を2つの油室160A、160Bに画成する補正信号圧シリングダ160のピストン161の変位に伝達し、信号圧 $P_{SOL}$ が増大または減少した場合のパワーローラ20の変位に対して、上記ピストン161の変位に応じて体積が増大あるいは減少する一方の油室60Aと、補正信号圧ポート53Aとを連通させ、信号圧 $P_{SOL}$ の増大又は減少によるパワーローラ20の変位を釣り合い位置へ収束させることが可能となって、変速比無限大無段変速機のトルク制御性を向上させることができ、車両などの運転性を向上させることができるように加え、リンク機構180の形状又はレバー比を変更することにより、トルク伝達力制御装置の設計の自由度を向上させることができるのである。

【0068】図4は第3の実施形態を示し、前記第2実施形態のコントロールバルブ50のスプール51を図中左側へ向けて付勢するスプリング54を、ポート53J'に供給される一定圧 $P_c$ とし、さらに、変位伝達手段170を、リンク機構180'の先端部180A'、180B'のパワーローラ20の変位に対応する変位が

相互に平行となる変位伝達手段170'に置き換えたもので、リンク機構180'の先端部180A'はリンク端接触部166'、ロッド162'を介してスプリング164'に対向してピストン161'を駆動する。

【0069】この場合も上記第2実施形態と同様に、信号圧 $P_{SOL}$ の増大又は減少によるパワーローラ20の変位を釣り合い位置へ収束させることができとなる。

【0070】図5、図6は第4の実施形態を示し、前記図8の従来例に示したコントロールバルブ40へ供給される信号圧 $P_{SOL}$ に、パワーローラ20のトラニオン軸23の変位をフィードバックさせるようにしたものであり、前記従来例と同一のものに同一の図番を付して重複説明を省略する。

【0071】トラニオン軸23には図中上方に軸271とカム272が固設され、このカム272に当接するパワーローラ変位検出手段290が配設される。このパワーローラ変位検出手段290は、パワーローラ20の釣り合い位置からの変位を、軸271及びカム272を介して検出する。

【0072】そして、制御部291Aを備えたソレノイド弁駆動手段291は、パワーローラ変位検出手段290が検出した変位に応じて信号圧 $P_{SOL}$ の制御を行うソレノイド弁292を駆動する。

【0073】このソレノイド弁駆動手段291の制御部291Aで行われる制御の一例を、図6のフローチャートを参照しながら詳述する。

【0074】まず、ステップ301では、図示しないコントローラで設定された目標信号圧 $P_{SOL0}$ を読み込み、ステップ302では、パワーローラ変位検出手段290で検出されたパワーローラ20の釣り合い位置からの変位yが読み込まれる。

【0075】そして、ステップ303では、信号圧 $P_{SOL}$ と目標信号圧 $P_{SOL0}$ を比較して、信号圧 $P_{SOL}$ が目標信号圧 $P_{SOL0}$ に等しい場合にはステップ307の処理へ進む一方、そうでない場合にはステップ304へ進む。

【0076】ステップ304では、信号圧 $P_{SOL}$ が目標信号圧 $P_{SOL0}$ より大きいか否かを判定し、信号圧 $P_{SOL} > \text{目標信号圧 } P_{SOL0}$ の場合には、ステップ305へ進む一方、信号圧 $P_{SOL} < \text{目標信号圧 } P_{SOL0}$ の場合には、ステップ306へ進む。

【0077】ステップ305では、信号圧 $P_{SOL}$ を小さくするようにソレノイド弁292を駆動する一方、ステップ306では、信号圧 $P_{SOL}$ が大きくなるようにソレノイド弁292を駆動する。

【0078】一方、上記ステップ303の判定で信号圧 $P_{SOL} = \text{目標信号圧 } P_{SOL0}$ の場合には、ステップ302で読み込んだパワーローラ20の変位yが0であるか否かを判定し、変位 $y \neq 0$ であればステップ308へ進む一方、変位 $y = 0$ の場合には上記ステップ301へ戻る。

**【0079】**ステップ308では、検出したパワーローラ20の変位yが0より大であるかを判定して、変位y>0であればステップ309へ進んで信号圧P<sub>SOL</sub>が小さくなるようにソレノイド弁292を駆動する一方、変位y<0であればステップ310へ進んで信号圧P<sub>SOL</sub>が大きくなるようにソレノイド弁292を駆動する。ステップ305、306及び309、310の処理を終了した後には、ステップ302へ戻る。

**【0080】**上記制御を繰り返すことにより、信号圧P<sub>SOL</sub>が目標信号圧P<sub>SOL0</sub>に等しくなった後には、検出したパワーローラ20の釣り合い位置からの変位yに応じて信号圧P<sub>SOL</sub>を補正することができ、信号圧P<sub>SOL</sub>を目標信号圧P<sub>SOL0</sub>へ変化させる際の信号圧P<sub>SOL</sub>の増大又は減少によるパワーローラ20の釣り合い位置からの変位に対して、この変位を戻す方向に信号圧P<sub>SOL</sub>を変化させるようソレノイド弁292を駆動するため、上記実施形態と同様にパワーローラ20の変位を釣り合い位置へ収束させることができ、変速比無限大無段変速機のトルク制御性を向上させることができ、車両などの運転性を向上させることができる。

#### 【図面の簡単な説明】

**【図1】**本発明の一実施形態を示す変速比無限大無段変速機の概略構成図。

**【図2】**同じく無段変速機のトルク伝達力制御装置を示す概略構成図。

**【図3】**第2の実施形態を示し、無段変速機のトルク伝達力制御装置の概略構成図。

**【図4】**第3の実施形態を示し、無段変速機のトルク伝達力制御装置の概略構成図。

**【図5】**第4の実施形態を示し、無段変速機のトルク伝達力制御装置の概略構成図。

**【図6】**同じくソレノイド弁駆動制御部で行われる制御の一例を示すフローチャート。

**【図7】**従来例を示し、トルク伝達力制御装置を適用した無段変速機の概略構成図。

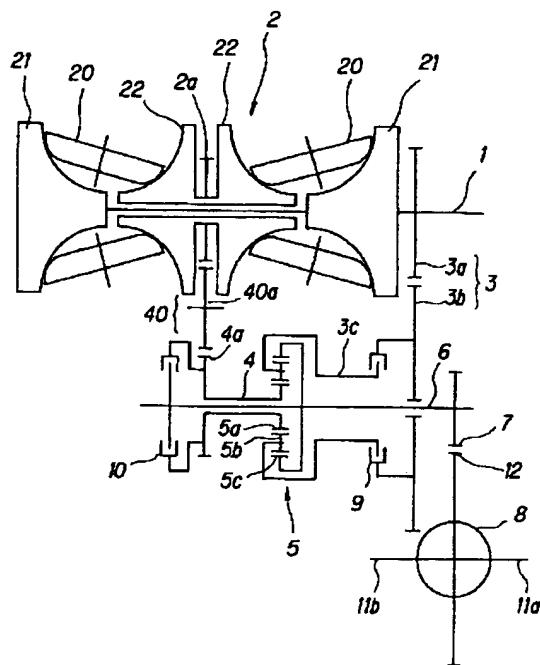
**【図8】**同じく従来例を示し、トルク伝達力制御装置の概略構成図。

#### 【符号の説明】

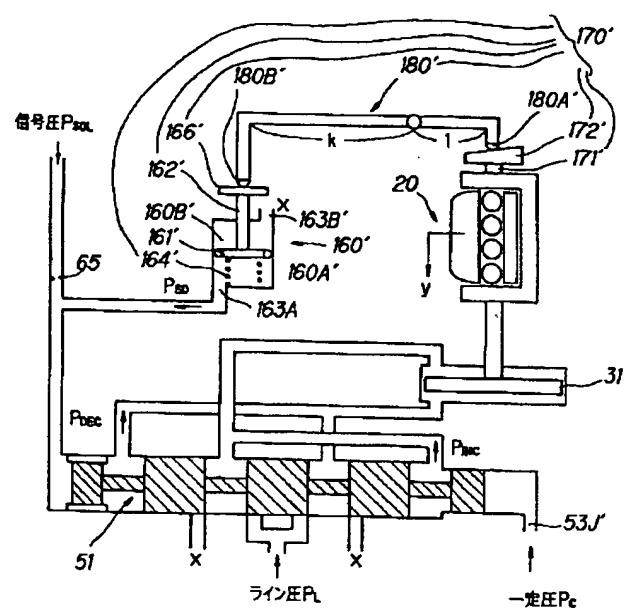
- 1 ユニット入力軸
- 2 無段変速機
- 3 一定変速機
- 4 無段変速機出力軸
- 5 遊星歯車機構

- 6 変速機出力軸
- 7 変速機出力ギヤ
- 8 動力循環モードクラッチ
- 9 直結モードクラッチ
- 12 ファイナルギヤ
- 20 パワーローラ
- 21 入力ディスク
- 22 出力ディスク
- 23 トラニオン軸
- 30 油圧シリンダ
- 30A、30B 油室
- 31 ピストン
- 40 コントロールバルブ
- 41 スプール
- 42a、42e 端部
- 42b、42c、42d ランド
- 43A 信号圧ポート
- 43B、43D、43E、43F、43G、43I ポート
- 43C、43H、43J ドレンポート
- 43J' 対抗圧ポート
- 44 スプリング
- 50 コントロールバルブ
- 51 スプール
- 52a、52e 端部
- 52b、52c、52d ランド
- 53A 補正信号圧ポート
- 53B、53D、53E、53F、53G、53I ポート
- 53C、53H、53J ドレンポート
- 54 スプリング
- 60、160、160' 補正信号圧シリンダ
- 60A、60B、160A、160B、160A'、160B' 油室
- 61、161、161' ピストン
- 63C 信号圧ポート
- 65 絞り
- 70、170、170' 變位伝達手段
- 180、180' リンク機構
- 290 パワーローラ変位検出手段
- 291 ソレノイド弁駆動手段
- 292 ソレノイド弁

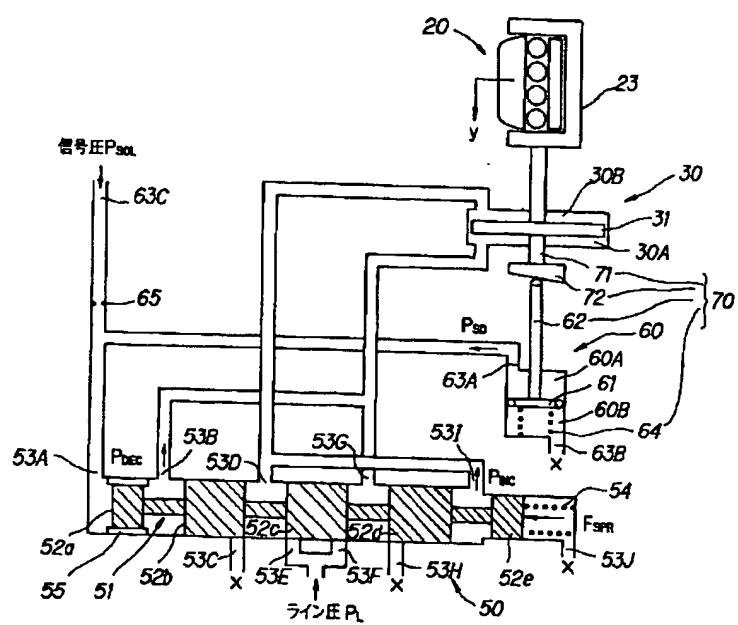
【図1】



【図4】

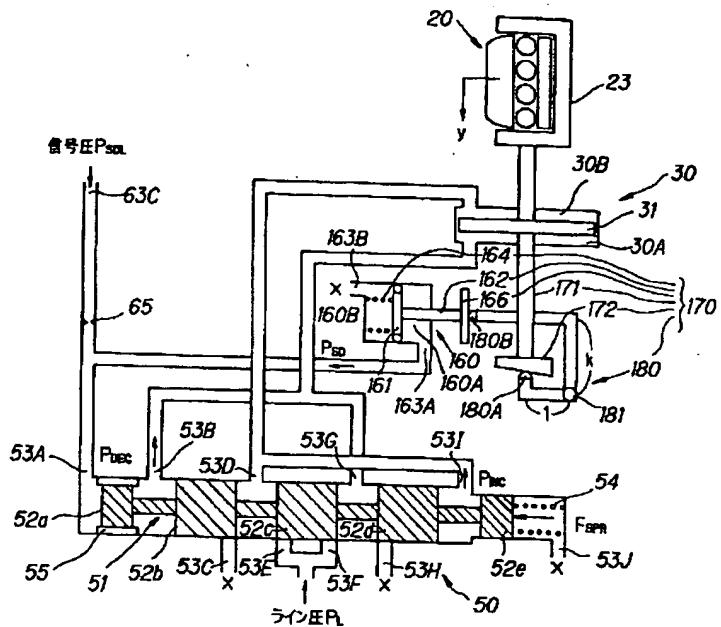


【図2】

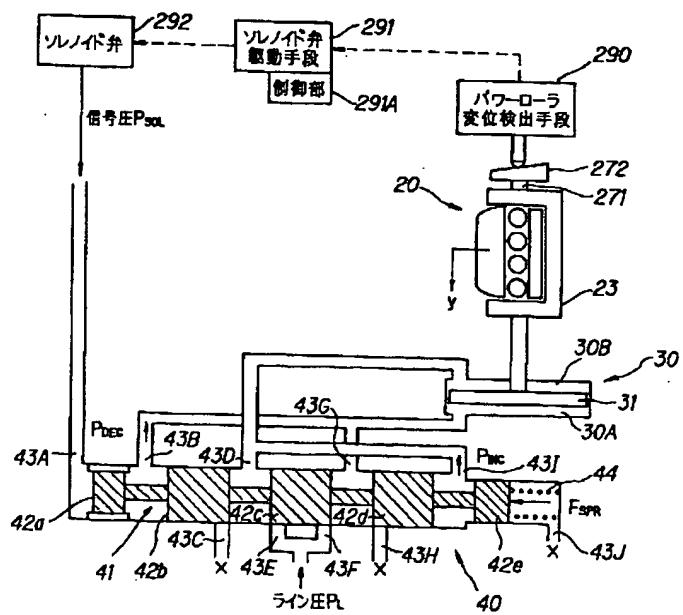


BEST AVAILABLE COPY

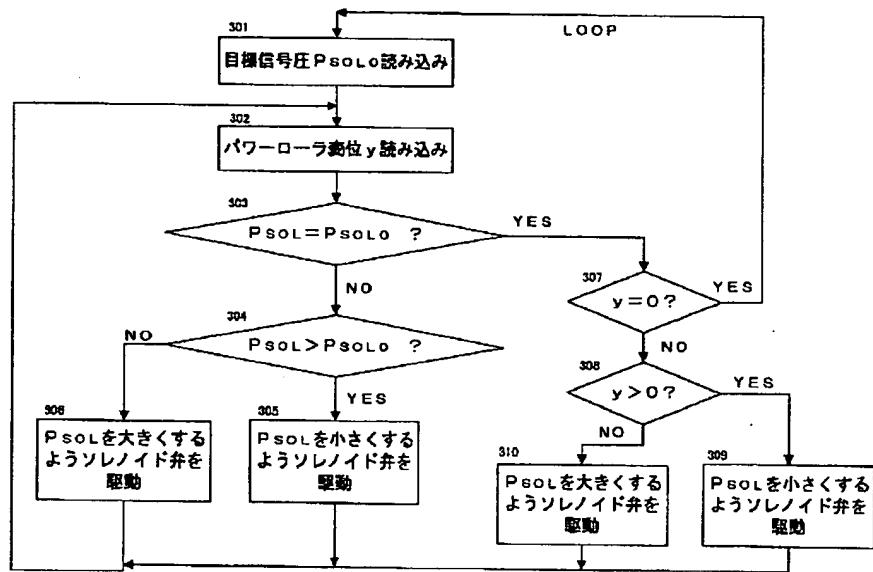
【図3】



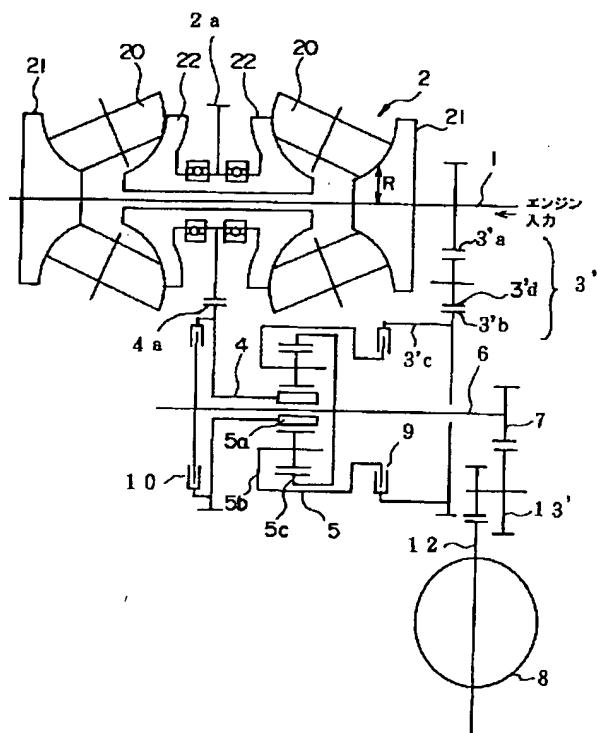
【図5】



【図6】

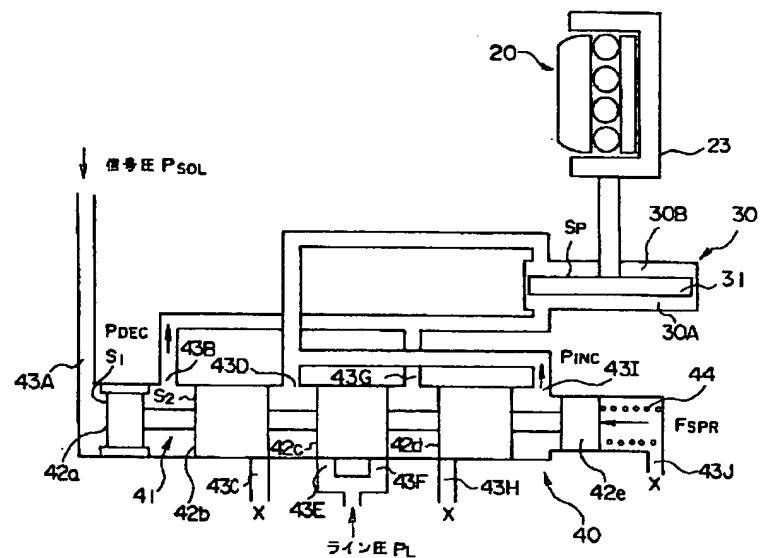


【図7】



BEST AVAILABLE COPY

【図8】



BEST AVAILABLE COPY